한국산업위생학회지 제12권 제1호(2002년 4월)
J Korean Soc Occup Environ Hyg 2002;12(1):27-34

# 일반형 자연환기 벤틸레이터 배기유량 산정

하 현 철‡·정 유 진·김 태 형

창원대학교 환경공학과

## Estimation of Ventilation rates for General Gravity Ventilator

Hyun-Chul Ha‡ · Yu-Jin Jung · Tae-Hyeung Kim

*Department of Environmental Engineering Changwon National University*

As a natural ventilation strategy, general gravity ventilators can be installed on the roof of an industrial building. Gravity ventilators allow the escape of the warm air and air contaminants due to both(either) buoyancy and(or) convection. Unfortunately, the appropriate design data for this type of ventilator could not be found except for the design data in commercial catalogues in which there is no scientific reference. In this study, the ventilation rates of gravity ventilator were thus evaluated for the several design parameters, i.e. 1) wind direction, 2) wind speed and 3) temperature differences between the exterior and interior of a building. A commercially available CFD (Computational Fluid Dynamics) package was used to estimate the ventilation rates numerically. The factorial combinations of 3 parameters (3 wind directions, 6 wind speeds and 5 temperature differences) which are 90 cases in total, were simulated. The ventilation performance were enhanced as 1) the wind direction is close to the longitudinal direction of industrial building, 2) wind speed increases, and 3) the temperature difference between the exterior and interior of a building increases. In addition, the temperature difference is the dominant factor in the lower wind speed (0 ~ 1m/s) while the wind speed is in the higher wind speed (2.5 ~ 10m/s). As a result of comparing the simulation data with the data presented in the commercial catalogues, the commercial data were overestimated. Further study is under way.

*Key Words* : Natural ventilation, Gravity ventilator, Computational Fluid Dynamics

## I. 서 론

국소배기는 오염원 가까이에서 배기를 시키기 때문에 적은 유량으로도 작업자 호흡역의 농도를 저감시킬 수 있는 장점이 있지만, 후드 및 덕트는 작업에 방해를 일으킬 수 있는 단점이 있다. 전체환기는 오염물질 발생원이 작업장 전체에 산재해 있거나 국소배기 시스템을 설치할 수 없는 경우에 적용할 수 있지만, 작업자의 호흡영역 농도를 저감할 수 없다는 단점이 있다. 전체환기의 경우 작업장 내부 유해물질의 농도가 높지 않은 곳이나, 작업장 내부 온、습도 조절 목적으로 사용되는 것이 일반적이다.

전체환기는 급기구에서 신선한 외기를 공급시키고 배기구에서 작업장 내부 공기를 배출하는 급、배기 방식의 치환환기(Displacement ventilation)와 외부에서 유입된 신선한 공기를 작업장 내부공기와 희석하는 방식의 희석환기(Dilution ventilation)를 통해 작업환경을 개선시키는 방법이다. 전체환기는 지붕팬(Roof fan) 등을 가동하기 위해 동력을 사용하는 기계환기(Mechanical ventilation)와, 동력을 사용하지 않고 바람에 의한 풍력과 작업장 내、외부 온도차에 의한 부력을 이용하는 자연환기(Natural ventilation)로 구분한다.

기계환기의 경우 송풍기를 이용하여 일정한 유량을 배기시키기 때문에 오염물질 발생량이 변하지 않는 한 작업장 내부 공기를 일정 수준으로 유지할 수 있는 장점이 있지만, 송풍기 가동에 따른 비용

접수일 : 2001년 12월 28일, 채택일 : 2002년 4월 6일
‡ 교신저자 : 하현철(경남 창원시 사림동 창원대학교 환경공학과
Tel : 055-289-7587, Fax : 055-281-3011, E-mail : cfdace@hanmail.net)

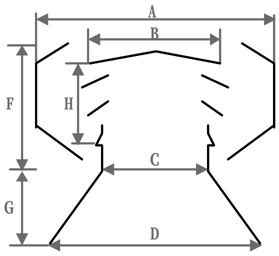
과 소음문제가 발생할 수 있고, 배기량을 조절하지 못할 경우 겨울철 난방 문제와 여름철 냉방 문제가 발생할 수 있다. 자연환기력은 바람과 부력을 이용하기 때문에 외부 기상조건과 작업장 내부 조건에 따라 크게 변해 작업환경을 일정수준으로 유지할 수 없는 단점이 있지만, 작업장의 특성과 주위 기상여건에 대한 분석이 제대로 이루어진다면 놀랄 만한 환기량을 확보할 수도 있다. 이는 곧 풍력과 부력에 의한 압력차가 자연환기의 원동력이므로 자연환기량은 풍속과 풍향, 작업장 내ㆍ외부 온도차(Godish, 1989 ; Awbi, 1991 ; Boulard et al., 1996 ; Ayad, 1999), 건물의 형태(Teitel and Tanny, 1999 ; Papakonstantinou et al., 2000), 자연환기 벤틸레이터 모양(Guohui, 2000 ; Mistriotis et al., 1997)등 다양한 인자에 의해 영향을 받게 된다는 것을 의미한다. 또한 실내ㆍ외 온도차에 의해 환기량이 증가하고 줄어들면서 작업장 내부 온도를 일정하게 유지시켜 주는 자동 제어기능이 있어 냉ㆍ난방 비용을 줄여주는 장점이 있다.

벤틸레이터를 설치하기 전 계절별 환기량을 예측할 수 있어야 설치 후 환기량에 따른 작업장 내부 환경 변화를 예측할 수 있지만, 국내에서는 벤틸레이터의 환기량을 예측한 자료가 거의 없는 실정이다.

Figure 1과 Figure 2는 여러 제조회사의 홍보자료에 제시된 가장 일반적이고, 실제 현장에서 가장 많이 설치되고 있는 자연환기 벤틸레이터의 모습이다.

Table 1. The dimensions of general gravity ventilator

(mm)




| C | 600 | 750 | 900 | 1000 | 1200 | 1500 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| A | 1440 | 1800 | 2160 | 2400 | 2880 | 3600 |
| B | 760 | 950 | 1130 | 1260 | 1500 | 1900 |
| C | 600 | 750 | 900 | 1000 | 1200 | 1500 |
| D | 1200 | 1500 | 1800 | 2000 | 2400 | 3000 |
| E | 100 | 150 | 150 | 200 | 200 | 200 |
| F | 900 | 1120 | 1350 | 1500 | 1800 | 2200 |
| G | 370 | 460 | 560 | 620 | 740 | 930 |
| H | 450 | 560 | 670 | 750 | 900 | 1120 |

Table 2. Ventilation rates of general gravity ventilator

| Temperature differences between indoor and outdoor(℃) | Installation height from the ground (m) | Flow rates per unit area(m3/min/m2) | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Wind speed(m/s) | | | |
| | | 0 | 1 | 2 | 3 |
| 5 | 5 | 35.6 | 42.0 | 59.1 | 79.3 |
| | 10 | 50.4 | 55.7 | 69.0 | 86.9 |
| | 15 | 61.7 | 66.1 | 77.6 | 93.9 |
| | 20 | 71.3 | 75.2 | 85.5 | 100.4 |
| | 25 | 79.6 | 82.2 | 92.6 | 106.5 |
| | 30 | 87.3 | 90.4 | 99.0 | 112.3 |
| 10 | 5 | 48.5 | 54.0 | 67.6 | 85.8 |
| | 10 | 68.6 | 72.5 | 83.3 | 98.6 |
| | 15 | 84.0 | 87.3 | 96.3 | 109.8 |
| | 20 | 97.0 | 99.8 | 107.8 | 120.0 |
| | 25 | 108.3 | 111.0 | 118.1 | 129.5 |
| | 30 | 118.8 | 121.0 | 127.8 | 138.3 |

이러한 형태의 벤틸레이터의 치수 및 환기량 자료를 Table 1 및 2처럼 벤틸레이터 제조회사에서 제시하고 있지만, 형태 및 배기량이 제조회사에 따라 차이가 나는 것이 아니고 모두 동일한 외국 자료를 그대로 인용하여 사용한 것으로 판단된다. 그리고 환기량 자료는 풍속, 온도차, 건물 높이에 대한 영향인자만 고려했을 뿐 풍향에 대한 영향을 고려하지 않고 있을 뿐만 아니라 배기유량 산출근거도 불분명하기 때문에 신뢰성에 의문이 제기되고 있는 실정이다(Sungsan engineering, ventilator manufacturing catalog).

따라서 정확한 실험이나 계산을 통해 다양한 기상 및 작업 조건에 따른 일반적인 벤틸레이터에 대한 환기량을 평가해 낼 수 있다면, 환기량에 따른 작업장 내부 환경을 예측할 수 있어 자연환기만으로 작업장 내부환경을 조절할 수 있는지, 아니면 자연환기와 기계환기를 병행해야

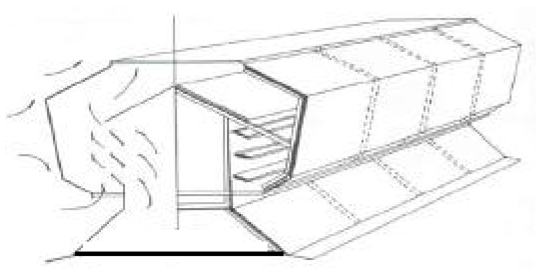


Figure 1. Schematic of general gravity ventilator

Figure 2. General gravity ventilator installed in a tire manufacturing company

하는지 등을 평가해 낼 수 있고 이에 따른 평가 결과를 신뢰할 수 있을 것이다. 이에 다양한 기상조건과 작업장 내부 조건 변화에 따른 벤틸레이터 환기량을 비교적 정확하게 평가하기 위해서는 모형실험 또는 전산유체역학(CFD : Computational Fluid Dynamics)을 이용한 수치 시뮬레이션이 가장 유력한 수단이 된다. 모형 실험은 여러 가지 모양의 벤틸레이터를 제작해야 하고 배기량 평가를 위한 추적자 가스 실험 등을 실시해야 하기 때문에 비용과 시간이 너무 많이 소요되는 단점이 있다. 이에 반해 현재 실내외 열-기류환경에 대한 해석 뿐 아니라 공기조화기기 시스템의 설계, 성능 검토 등의 분야에 있어서 실용적이고 경제적인 수단으로서 중요한 역할을 맡고 있는 수치 시뮬레이션을 이용하면 비용과 시간을 절약하면서 다양한 조건에서의 환기량을 예측할 수 있다(Patankar, 1980 ; Dunnett, 1994 ; Varley et al., 1997 ; Kulmala, 1997 ; Lu et al., 1997 ; Xue and Shu, 1999).

따라서, 본 연구에서는 우리나라 기상조건에 알맞은 자연환기 벤틸레이터 최적화 설계에 관한 기초 연구로써 수치 시뮬레이션 기법을 이용하여 작업장에서 가장 많이 사용되고 있는 일반형 자연환기 벤틸레이터의 배기유량을 다양한 기상조건(풍향, 풍속)과 작업장 내부조건(실내외 온도차)에서 평가하고자 한다. 일반형 자연환기 벤틸레이터에 대한 정확한 환기량 평가가 이루어진다면 자연환기를 실시하고자 하는 현장의 환기량을 예측하는데 많은 도움을 줄 수 있고, 환기량과 설치비를 비교해서 자연환기 적용 가능성을 평가하는데도 유용한 자료로 이용될 수 있을 것이다.

## II. 연구방법

### 1. 수치 해석 모델

Figure 3에 수치해석에 이용된 모델을 나타내었다. 작업장의 체적(L×W×H)은

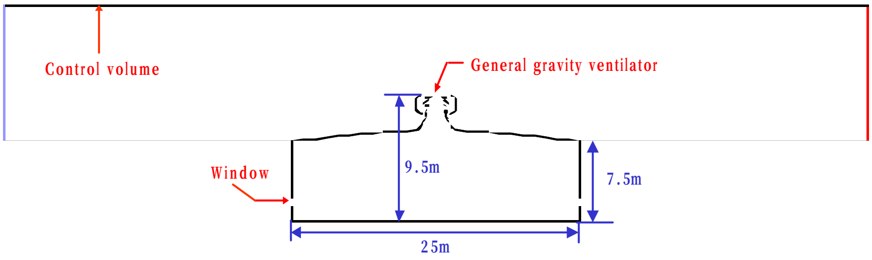



Figure 3. Domain and control volume of CFD model

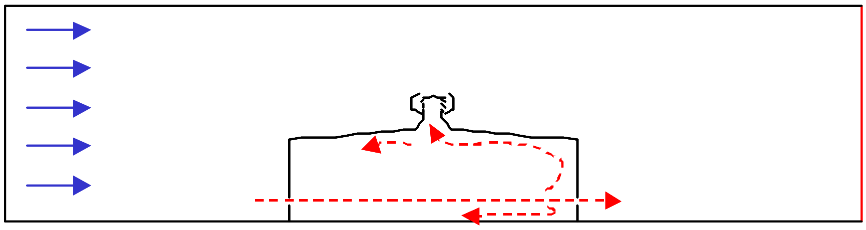


Figure 4. Control volume with windows being included

50m×25m×7.5m로 정하였다.

공장 높이는 건축법에 명시되어 있지 않으므로 직접 몇몇 현장에서 알아본 바, 크레인이 있는 경우 크레인 설치를 고려하여 약 11 ~ 13m로 권장하고 있고, 크레인이 없는 경우는 약 7.5m 정도로 권장함에 따라 본 연구의 대상 작업장 높이는 크레인이 없는 경우로 가정하였다. 창문의 면적은 자연환기를 실시하는 사업장의 경우, 바닥면적의 1/20로 권장함(건축법시행령 제 51조 2항)에 따라 50m×25m의 1/20인 62.5m$^2$으로 정하였다. 작업장의 제어체적(Control volume)은 실내외 온도차의 정량화를 위해 작업장내 조건이 외기의 영향을 받지 않도록 하고 창문의 위치에 따라 환기량의 변화가 크기 때문에 창문 위치를 고려하지 않음으로써 계산 조건을 단순화시키고자 Figure 3과 같이 제어체적을 형성하였다. 만약 Figure 4와 같이 창문을 포함시켜 제어체적을 만든다면 앞서 설명하였듯이 작업장 내부 유동이 창문의 위치에 의해 직접적인 영향을 받으면서 환기량 변화가 클 것으로 예상된다. 또한 외기 침투로 인한 작업장 내 온도 변화로 인해 내부에 온도 성층화(Stratification) 현상이 발생하기 때문에 온도 분포가 균일하다는 가정을 할 수 없다. 다시 말해 정확한 실내외 온도차를 표현할 수 없게 된다. 또한 실제로도 많은 작업장이 단독으로 있는 경우보다 연속적으로 이웃해 있는 경우가 많으므로 작업장 지붕 부근에만 제어체적을 형성하는 것이 합리적인 가정이라 판단된다.

본 수치 해석 모델의 풍향, 풍속, 실내외 온도차의 변화에 따른 배기유량 예측을 위한 수치 해석 조건은 Table 3에 정리하였다.

### 2. 경계 조건

Figure 5는 풍향각과 풍향각에 따른 경계 조건을 주기 위해 벽면과 창문을 구분하여 표시한 것이고, Table 4는 풍향각에 따른 각 벽면과 창문의 경계 조건을 정리

Table 3. Numerical conditions tested in this study

| Variables | Conditions |
|---|---|
| Temperature difference between indoor and outdoor(℃) | 0, 5, 10, 15, 20 |
| Wind speed(m/s) | 0, 1, 2.5, 5, 7.5, 10 |
| Wind direction(degree) | 0, 45, 90 |

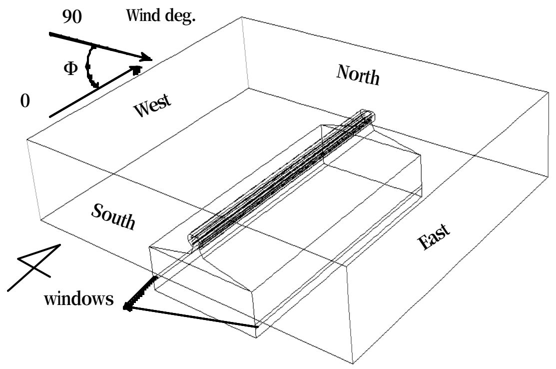



Figure 5. Boundary conditions for numerical simulation

한 것이다. 풍향각에 따라 바람이 불어오는 벽면에는 속도 경계조건(Fixed velocity), 바람이 불어나가는 벽면에는 압력 경계조건(Fixed pressure)을 주었다. 속도 경계 조건은 원하는 유속을 경계 조건으로 줄 수 있고, 압력 경계조건은 경계면에서의 물성치 변화를 고려하지 않아도 되는 장점이 있다. 실내·외 온도차이에 의한 환기량 변화를 예측하기 위해, 창문에 온도 조건(Temperature boundary condition)을 주어 실내·외 온도차이를 조절할 수 있도록 하였다.

## 3. 수치 해석 방법

본 연구에서는 상용 소프트웨어인 FLUENT 5.5(Fluent inc., 1998)를 사용하였다. 난류 방정식들의 이산화 방법으로 유한 체적법(Finite-volume method)을 사용하였다. 모든 수치 해석은 상류 차분 도식(Upwind differencing scheme)을 이용하여 수행하였다. 그리고 압력장을 구하기 위해 연속 방정식과 운동량 방정식을 조합시키는 방법으로 SIMPLE (Semi-Implicit Method Pressure-Linked Equations) 알고리즘을 사용하였다. 벽면과 고체 표면에서의 전단 응력은 벽함수(Wall function)를 이용하여 구하였다. 아울러, 수렴성을 좋게 하기 위해 하향 이완법(Under-relaxation)을 사용하였다. 수치해석에 필요한 기본 방정식이 비선형이므로 반복에 의한 해의 수렴이 필요하다. 반복 계산시 종속변수들의 수렴정도를 점검하기 위하여 잉여치(Residual), R값을 체크하면서 잉여치값이 $10^{-3}$ 이하에 도달하면 수렴된 것으로 간주하였다.

$$\max|\phi^{n+1} - \phi^{n}| \le 10^{-3} \qquad (1)$$

제어체적 및 작업장 형성에 사용된 격자수는 총 153,469개이고 Figure 6과 같이 사면체(Tetrahedron) 구조의 비정규 격자계(Unstructured grids)를 채택하여 실제 벤틸레이터 모양과 거의 유사하게 형상화 시켰다.

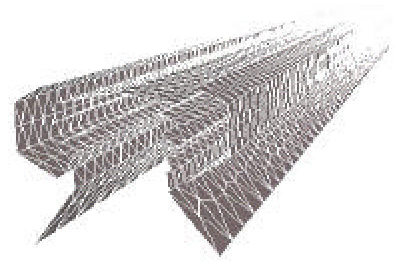


Figure 6. Schematic diagram and mesh generation of gravity ventilator

Table 4. Boundary conditions used in this study

| Wind incidence angle(°) | Boundary conditions | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | North wall | East wall | South wall | West wall | Windows |
| 0 | Thin wall | Fixed velocity | Thin wall | Fixed pressure | Fixed pressure, Temperature |
| 45 | Fixed velocity | Fixed velocity | Fixed pressure | Fixed pressure | |
| 90 | Fixed pressure | Thin wall | Fixed velocity | Thin wall | |

## 4. 배기유량 산정 방법

자연환기는 실내외 기온차에 의한 밀도차에 의해서 더운 공기가 위로 올라가 작업장 지붕 중앙부위에서 천장으로 나가려는 힘이 가장 크고 작업장 높이 중앙부위인 중성대(Neutral zone)에서 0이 되었다가 다시 그 아래로 내려 갈수록 상대적으로 공기비중이 높은 외부의 공기가 작업장내로 들어오려는 힘이 커지면서 일종의 치환환기 형태를 취한다. 그러나 천장의 개구면적이 충분히 크지 않으면 오염물질을 함유한 더운 공기가 주위공기를 휘감으면서 상승하여 그 전체가 배기구를 통해 배출되는 것이 아니라 일부는 지붕면을 따라 순환류(Recirculating flow)가 되어 천장 부근에 정체대가 형성됨으로써 유입량이 곧 유출량과 같다는 질량 보존 법칙을 만족할 수 없게 된다. 다시 말해 개구면에서 유입되는 공기량을 천장 벤틸레이터를 통해 배출되는 배기유량으로 산정하게 되면 과대 평가될 우려가 있다. 따라서 Figure 7과 같이 벤틸레이터 목구간으로 빠져나가는 공기량을 배기유량으로 산정하여 순환류를 배제하였고, Table 1의 “C” 부분인 벤틸레이터 규격의 기준이 되는 목(neck)구간에서 가로 0.2m 간격, 세로 0.5m 간격으로 총 700지점에서 유속을 샘플링하여 단위면적당 배기유량 ($m^3/min/m^2$)으로 나타내었다.

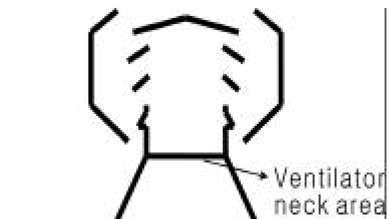



Figure 7. Velocity measurement point on the ventilator neck for the estimation of flow rates

## III. 연구 결과 및 고찰

### 1. 배기유량 산정 결과

Table 5에 작업장 내부조건(실내외 온도차)과 주변 기상조건(외기 풍속, 풍향)에 따른 일반형 자연환기 벤틸레이터의 배기유량을 산출한 결과를 나타내었다.

Figure 8은 실내·외 온도차가 5℃일 때 풍향에 따른 배기유량을 비교한 결과이다.

풍향이 작업장 길이에 대해 수직에 가까울수록 배기유량이 증가하는 경향을 볼 수 있다. 이 외의 다른 온도 범위에서도 같은 경향을 보였다. 이는 외기가 건물에 부딪히면서 발생하는 압력형태가 바람 각도나 건물 형상에 따라 차이가 있고 수직에 가까울수록 압력차가 크게 된다는 연구결과(Riskowski et al., 1998)와 일치하였다. 따라서 수직에 가까울수록 바람이 불어오는 면(Windward, 압)과 불어나가는 면(Leeward, ⊖압)의 압력차가 커지면서 외기에 노출되어 있는 벤틸레이터의 개구면의 통과유속이 빨라지게 되고 이로 인해 작업장 내부에서 끌려나가는 공기량이 많아지기 때문에 배기유량이 증가되는 것으로 판단된다.

Figure 9는 풍향이 작업장 길이와 평행할 때(0deg), Figure 10은 풍향이 작업장 길이에 대해 수직일 때(90deg)의 배기유량을 비교한 결과이다.

Figure 9와 Figure 10을 보면 풍속이 증가할수록, 실내외 온도차가 증가할수록 벤틸레이터의 배기유량이 증가하는 것을 볼 수 있다. 이 외의 모든 풍향조건에 대해서도 같은 경향을 보였다. 또한 약 2.5m/s 이하의 범위에서는 배기유량 증가경향이 풍속보다는 온도차에 대한 영향을 많이 받고, 2.5m/s 이상의 범위에서는

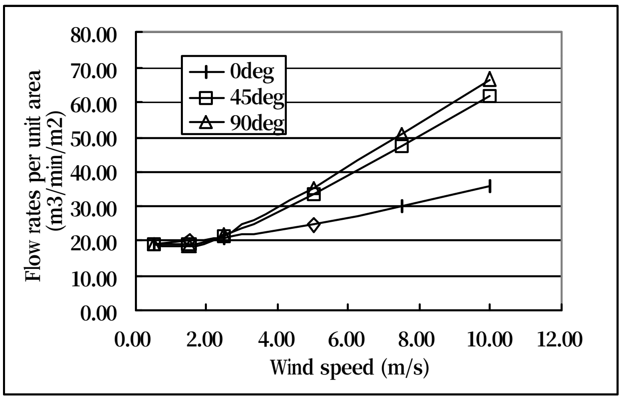



Figure 8. Ventilation rates with different wind directions and speeds(ΔT = 5℃)

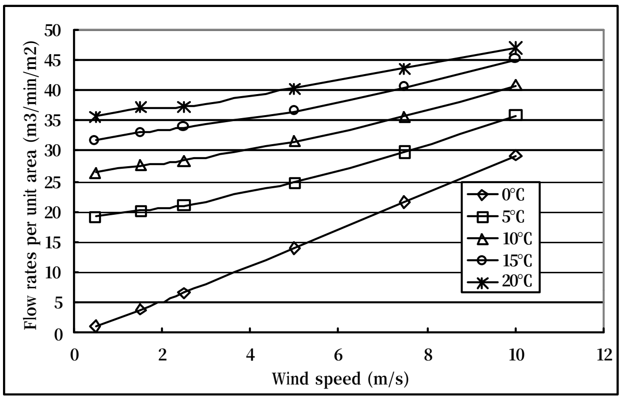



Figure 9. Ventilation rates with different wind speeds and temperature differences when wind is blowing parallel to the longitudinal direction of the building

Table 5. Calculated ventilation rates of general gravity ventilator with various conditions

($m^3/min/m^2$)

| Wind direction (deg) | Temperature difference between indoor and outdoor(℃) \ Wind speed(m/s) | 0.5 | 1.5 | 2.5 | 5 | 7.5 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 0 | 1.1 | 3.8 | 6.6 | 13.9 | 21.5 | 29.1 |
| | 5 | 19.1 | 20.0 | 20.9 | 24.7 | 29.7 | 35.8 |
| | 10 | 26.2 | 27.6 | 28.3 | 31.4 | 35.7 | 40.7 |
| | 15 | 31.5 | 33.0 | 33.8 | 36.4 | 40.4 | 45.1 |
| | 20 | 35.6 | 37.0 | 37.3 | 40.2 | 43.5 | 47.0 |
| 45 | 0 | 2.9 | 8.9 | 15.0 | 30.1 | 45.2 | 60.4 |
| | 5 | 19.2 | 19.2 | 21.3 | 33.3 | 47.4 | 61.6 |
| | 10 | 26.6 | 27.0 | 27.0 | 36.2 | 49.1 | 62.9 |
| | 15 | 31.8 | 32.6 | 32.3 | 38.8 | 50.7 | 64.3 |
| | 20 | 36.1 | 37.1 | 36.9 | 41.2 | 52.2 | 65.2 |
| 90 | 0 | 3.2 | 9.7 | 16.3 | 32.7 | 49.2 | 65.6 |
| | 5 | 19.0 | 18.3 | 21.8 | 35.5 | 51.0 | 66.8 |
| | 10 | 26.6 | 25.7 | 26.5 | 38.0 | 52.5 | 67.6 |
| | 15 | 29.7 | 31.3 | 30.5 | 40.3 | 53.8 | 68.4 |
| | 20 | 36.0 | 36.2 | 34.7 | 42.1 | 55.1 | 69.5 |

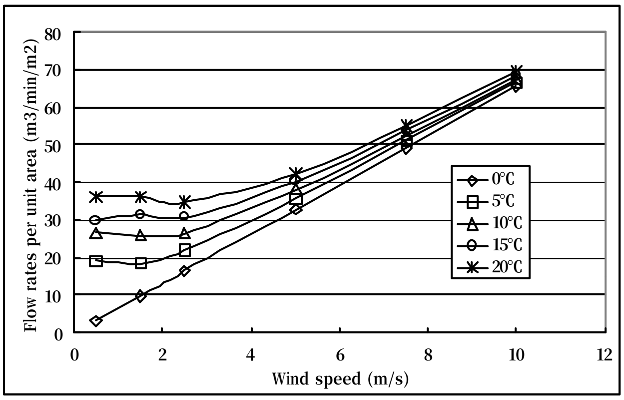



Figure 10. Ventilation rates with different wind speeds and temperature differences when wind is blowing perpendicular to the longitudinal direction of the building

풍속이 증가함에 따라 배기유량이 거의 비례적으로 크게 증가하고 있는 반면에 온도차에 대한 영향이 거의 없는 것을 볼 수 있다. 이 역시 모든 풍향조건에 대해 같은 경향을 보였다.

이에 대해 통계 패키지인 SPSS 10.0k를 이용하여 일원배치분산분석법(One-way ANOVA)으로 배기유량에 대한 인자(풍속, 온도차)별 영향에 대해 분석하여 Table 6에 나타내었다. Table 6을 보면 외기 풍속이 저유속 범위에서는 실내-외 온도차가 유의(P < 0.05)함에 따라 실내-외 온도차의 영향이 배기유량의 변화에 지배적인 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 이는 자연대류 분류에서는 온도차에 의한 밀도차 효과가 흐름의 원동력(Lu et al., 1997)임을 확인할 수 있었고 통계학적인 분석을 통해서도 검증할 수 있었다. 외기 풍속이 고유속 범위에서는 풍속이 유의(P < 0.05)함에 따라 풍속의 영향이 지배적인 것을 알 수 있다. 통상 2m/s 이상의 주류가 존재하는 강제대류 분류에서는 부력을 무시할 수 있다는 기존 연구결과(Papadakis et al., 1996 ; Mistriotis et al., 1997)와 일치하였고 이 역시 통계학적인 분석을 통해서도 검증할 수 있었다.

Table 7은 지난 1년간(2000년)의 우리나라 주요 공업도시의 월별 평균 풍속을 기록한 기상청 자료이다. 해풍의 영향을 많이 받는 지역을 제외한 대부분 지역의 풍속 범위가 약 3m/s 이하의 범위를 보임으로써 풍속의 강도가 낮음을 알 수 있다. 따라서 지형 특성상 강한 풍속의 영향을 받는 사업장 외에 여타 국소배기 시설없이 자연환기를 실시하는 사업장은 풍속보다는 실내-외 온도차의 영향이 지배적일 것이라 판단된다. 또한 약 3m/s 이상의 강풍이 불 경우, 배기량은 상당히 증가될 것으로 판단된다.

## 2. 기존 배기유량자료의 비교

본 연구에 사용된 수치 해석 모델은 크레인이 없는 작업장을 고려하여 작업장 높이를 7.5m로 정함에 따라 벤틸레이터의 설치고(m)가 약 10m이다. 따라서 벤틸레이터 설치고가 10m일 때의 기존 배기유량 자료와 비교하였다.

Figure 11은 풍속이 0m/s에서, Figure 12는 풍속이 1.5m/s에서 실내-외 온도차가 5, 10, 15℃일 때의 기존 배기유량과 각 풍향에 따른 예측 배기유량을 비교한 결과이고 배기유량의 차이는 (1-예측값/기존값)×100으로 계산하여 나타내었다. 풍속이 0.5m/s 경우에는 모든 풍향에 대해 배기유량 예측치가 모두 비슷하므로 단순히 기존값과 예측값만을 비교하였다.

Table 6. The result of one-way analysis of variance for independent variable

| Independent variable | 45 deg | | | | 90 deg | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Low wind speed (0 ~ 1.5m/s) | | High wind speed (2.5 ~ 10m/s) | | Low wind speed (0 ~ 1.5m/s) | | High wind speed (2.5 ~ 10m/s) | |
| | ΔT | WS | ΔT | WS | ΔT | WS | ΔT | WS |
| Significance level, P | .000 | .840 | .871 | .000 | .000 | .862 | .953 | .000 |

1) ΔT : Temperature difference between indoor and outdoor
2) WS : Wind speed
3) Significance level P=0.05

Table 7. Average wind speed(m/s) of industrial cities for last year(2000)

| | Jan | Feb | Mar | Apr | May | Jun | Jul | Aug | Sep | Oct | Nov | Dec | Annual Average |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Daegu | 2.3 | 3.1 | 2.9 | 2.8 | 2.3 | 2.3 | 2.2 | 1.8 | 1.5 | 1.5 | 1.9 | 2.1 | 2.2 |
| Ulsan | 1.9 | 2.8 | 2.6 | 2.6 | 1.9 | 1.9 | 2.1 | 1.9 | 2.4 | 1.7 | 1.9 | 2.0 | 2.1 |
| Masan | 1.9 | 2.6 | 2.4 | 2.4 | 2.3 | 2.3 | 2.6 | 2.2 | 2.4 | 2.0 | 2.0 | 1.9 | 2.3 |
| Yeosu | 5.9 | 5.7 | 4.9 | 4.8 | 3.8 | 2.9 | 3.8 | 3.1 | 5.6 | 4.4 | 5.0 | 4.0 | 4.5 |
| Suwon | 2.1 | 1.9 | 1.7 | 1.5 | 1.3 | 1.2 | 2.1 | 2.1 | 2.0 | 1.4 | 1.3 | 1.2 | 1.7 |

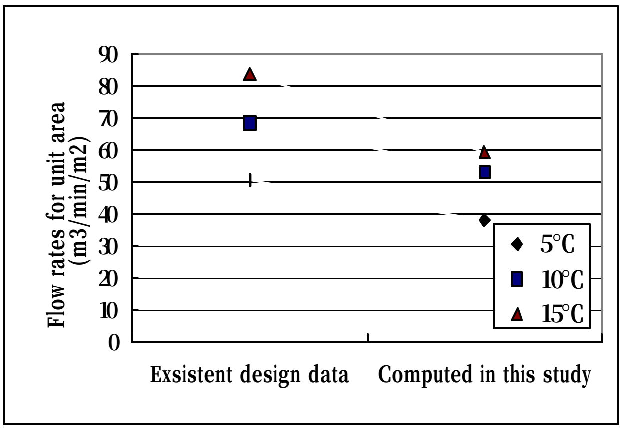



Figure 11. Comparison of ventilation rates by both using existent design data and computing by CFD with no wind condition(0.5m/s)

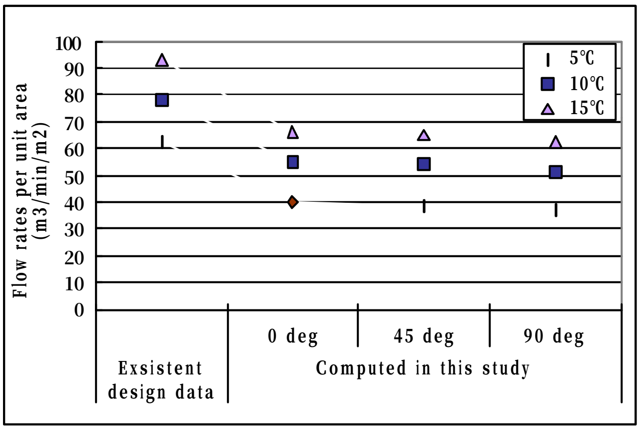



Figure 12. Comparison of ventilation rates by both using existent design data and computing by CFD with different wind directions, wind speed 1.5 m/s

Figure 11과 12를 보면 외기 풍속이 없는 경우 기존값과 예측값의 차이가 약 32 ~ 39%로써 최고 39% 차이를 보였고, 풍속이 1.5m/s인 경우에는 약 29 ~ 41%로 최고 41% 차이를 보였다. 따라서 대부분의 범위가 약 1.5배의 차이를 보임으로써 정확한 배기유량 산출근거 없이 인용된 기존 배기유량 자료가 상당히 과대평가되어 현장에서 사용되고 있음을 짐작할 수 있다.

## IV. 결 론

본 연구는 우리나라 기상조건에 알맞은 자연환기 벤틸레이터 최적화 설계에 관한 기초 연구로써 전산유체역학을 이용하여 작업장에서 가장 많이 사용되고 있는 일반형 자연환기 벤틸레이터의 배기유량을 다양한 기상조건(풍향, 풍속)과 작업장 내부조건(실내외 온도차)에서 평가하고, 현재 현장에서 사용되고 있는 배기유량 자료와 비교해봄으로써 기존의 자료가 현장에 적용하기에 적정한지를 평가하고자 하였다. 그 결과, 풍향이 작업장 길이에 대해 수직에 가까울수록, 풍속이 증가할수록, 실내외 온도차가 증가할수록 자연환기 벤틸레이터 배기유량이 증가하는 경향을 보였다. 배기유량에 대한 인자별 영향을 분석한 결과, 저유속 범위(0 ~ 1.5m/s)에서는 실내외 온도차가, 고유속 범위(2.5 ~ 10m/s)에서는 외기 풍속의 영향이 지배적이었고 일원배치법을 이용한 통계분석을 통해서도 검증할 수 있었다. 이는 자연대류 분류에서는 온도차에 의한 부력이 흐름의 원동력이 되고 강제대류 분류에서는 부력을 무시할 수 있다는 이전 연구결과와도 일치하였다. 현재 현장에서 사용되고 있는 배기유량 자료와 본 연구의 예측 배기유량을 비교한 결과, 현재 사용중인 자료가 과대평가됨으로써 우리나라 실정에 맞지 않음을 짐작할 수 있었다.

## V. 향후 연구 과제

현재 국내의 자연환기 벤틸레이터에 대한 기술 수준은 신뢰할 만한 자연환기 벤틸레이터 자료도 없는 실정이고, 우리나라 기후 특성상 바람에 대비해서 벤틸레이터의 높이를 낮게 했을 때 배기 유량이 어떻게 변하는지, 높이를 높게 할 수 없을 경우 배기 유량을 증가시키기 위해 벤틸레이터를 어떤 구조로 설계해야 되는지에 대해서도 연구된 바가 거의 없다. 따라서, 우리나라 기상조건에 가장 적합한 자연환기 벤틸레이터를 개발하고, 표준 설계자료를 확보하여 공장 신축 및 개축시 적용한다면, 강제환기를 위한 송풍기 설치비용을 감소시킬 수 있을 뿐만 아니라 운전비용을 줄일 수 있으므로 전기에너지 절감 효과가 매우 크다고 할 수 있다. 이에 벤틸레이터의 설계인자인 높이, 너비에 대한 연구가 이루어져야 한다. 앞서 Table 2와 같이 기존 연구 결과에서도 자연환기 벤틸레이터의 배기 유량을 증가시키기 위해서는 벤틸레이터의 높이(Table 1에서 G+H)를 높이도록 하고 있다. 벤틸레이터의 높이가 높을 수록 환기력은 향상되지만, 태풍과 같은 강한 바람에 견딜 수 있도록 지붕 구조물을 만드는 것이 힘들기 때문에 설계시 높이를 높이지 않는 것이 일반적이다. 이전 연구에서도 높이와 너비에 대한 영향을 조사하기 위해 높이만 2배 했을 때의 개구면적과 너비만 2배 했을 때의 개구면적을 같게 하여 비교한 결과, 너비를 2배로 했을 때보다 높이를 2배로 했을 때의 환기효율이 증가하였다(Mistriotis et al., 1997 ; Shinsake, 1997). 따라서 자연환기 벤틸레이터의 높이를 변경했을 때, 너비를 변경했을 때의 각 인자가 배기유량에 미치는 영향을 조사하는 연구를 통해서 설계인자의 영향을 결정하여야 할 것이다. 더불어 작업장 지붕의 경사각(Slope)이 증가할수록 부력에 영향을 미침으로써 환기효율이 증가한 이전 연구(Yoon and Hoyano, 1998)에 따라 공장 지붕의 경사각이 자연환기 벤틸레이터의 배기유량에 미치는 영향을 조사하는 연구도 필요하겠다.

## REFERENCES


건축법시행령 제 51조 2항, 1994. 12. 23. 개정

Awbi H.B. : Ventilation of Buildings, E & FN SPON, 1991

Ayad S.S. : Computational study of natural ventilation, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 82: 49-68, 1999

Boulard T., Meneses J.F., Mermier M. and G. Papadakis : The mechanisms involved in the natural ventilation o greenhouses, Agricultural and Forest Meteorology 79:61-77, 1996

Dunnett S.J. : A Numerical Investigation into the Flow Field around a Worker Positioned by an Exhaust opening, Ann. Occup. Hyg., 38:663-686, 1994

FLUENT : Theory manual, Fluent incorporated, 1998

Godish T.: Indoor Air Pollution Control, Lewis Publishers, Inc., 1989

Guohui G. : Effective depth of fresh air distribution in rooms with single-sided natural ventilation, Energy and buildings 31:65-73, 2000

Kulmala I. : Numerical simulation of a lateral exhaust hood for a hot contaminant source, VTT Publications, 1997

Lu W., Andrew T.H. and P.J. Alan : Prediction of Airflow and Temperature Field in a Room With Convective Heat Source, Building and Environment, 32:541-550, 1997

Mistriotis A.(a), Picuno P. and G.P.A. Bot : Analysis of the Efficiency of Greenhouse Ventilation Using Computational Fluid Dynamics, Agricultural and Forest Meteorology, 85:217-228, 1997

Mistriotis A.(b), Arcidiacono C., Picuno P., Bot and Scarascia-Mugnozza : Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero-and low-wind-speeds, Agricultural and Forest Meteorology 88:121-135, 1997

Patankar S.V. : Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corp, 1980

Papadakis G., Mermier M., Meneses J. and T. Boulard : Measurement and Analysis of Air Exchange Rates in a Greenhouse with Continuous Roof and Side Openings, J. agric. Engng Res. 63:219-228, 1996

Papakonstantinou K.A., Kiranoudis C.T. and N.C. Markatos : Numerical simulation of air flow field in single-sided ventilated building, Energy and buildings 33:41-48, 2000

Riskowski G.L., Ford S.E. and K.O. Mankell : Laboratory Measurements of Wind Effects on Ridge Vent Performance, ASHRAE TRANSACTIONS V. 104, Pt. 1., 1998

Shinsake K., Shuzo M., Takeo T. and G. Tomochika : Chained Analysis of Wind Tunnel Test and CFD on Cross Ventilation of Large-scale Market Building, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 67&68: 573-587, 1997

Teitel M. and J. Tanny : Natural ventilation of greenhouses : experiments and model, Agricultural and Forest Meteorology 96:59-70, 1999

Varley J.O. : The Effect of Turbulent Structures on Hood Design - A Review of CFD and Flow Visualization Studies, HVAC & R RESEARCH, vol. 3., 1997

Ventilator manufacturing catalog : Sungsan engineering Co., Ltd.

Xue H. and C. Shu : Mixing characteristics in a ventilated room with non-isothermal ceiling air supply, Building and Environment, 1999

Yoon S.H. and A. Hoyano : Passive ventilation system that incorporates a pitched roof constructed of breathing walls for use in a passive solar house, Solar Energy Vol. 64, Nos 4-6, 189-195, 1998